

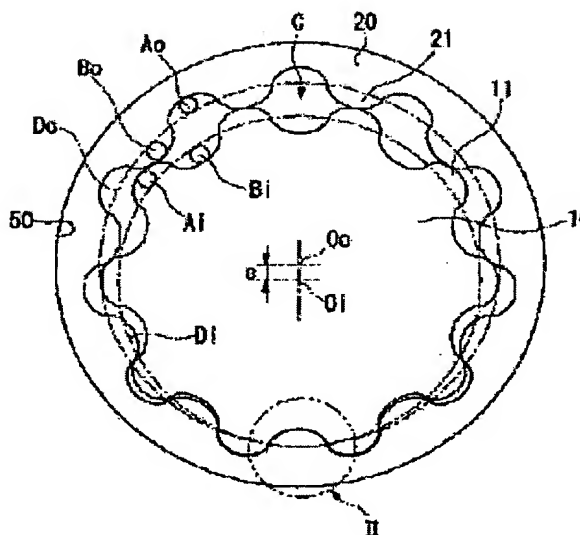
OIL PUMP ROTOR

Patent number: JP2003322089
Publication date: 2003-11-14
Inventor: HOSONO KATSUAKI
Applicant: MITSUBISHI MATERIALS CORP
Classification:
 - international: F04C2/10; F04C15/00
 - european:
Application number: JP20030024396 20030131
Priority number(s): JP20020056476 20020301; JP20030024396 20030131

Report a data error here

Abstract of JP2003322089

<P>PROBLEM TO BE SOLVED: To improve quietness of an oil pump by properly setting profiles of teeth of an inner rotor and an outer rotor thereof and a space between both the rotors and reducing sliding resistance and rattle between the tooth surfaces of both the rotors. **<P>SOLUTION:** The inner rotor 10 having 'n' teeth is formed such that the tooth tip profile and tooth space profile thereof are formed by using cycloid curves which are formed by rolling a first circumscribed-rolling circle A_i and a first inscribed-rolling circle B_i along a base circle D_i , respectively. The outer rotor 20 having 'n+1' teeth is formed such that the tooth tip profile and tooth space profile thereof are formed by using cycloid curves which are formed by rolling a second circumscribed-rolling circle A_o and a second inscribed-rolling circle B_o along a base circle D_o , respectively. When the diameters of D_i , A_i , B_i , D_o , A_o and B_o are taken as $[\phi_i]D_i$, $[\phi_i]A_i$, $[\phi_i]B_i$, $[\phi_i]D_o$, $[\phi_i]A_o$ and $[\phi_i]B_o$, respectively, and clearance is taken as t , each rotor 10 and 20 is constituted by satisfying $[\phi_i]B_o = [\phi_i]B_i$, $[\phi_i]D_o = (n+1) \cdot [\phi_i]D_i / n + (n+1) \cdot t / (n+2)$, $[\phi_i]A_o = [\phi_i]A_i + t / (n+2)$.
<P>COPYRIGHT: (C)2004,JPO



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2003-322089

(P 2 0 0 3 - 3 2 2 0 8 9 A)

(43) 公開日 平成15年11月14日 (2003. 11. 14)

(51) Int. Cl. ⁷	識別記号	F I	テマコード (参考)		
F04C 2/10	321	F04C 2/10	321	A	3H041
	341		341	F	3H044
15/00		15/00		G	

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願2003-24396 (P 2003-24396)
(22) 出願日 平成15年 1 月 31 日 (2003. 1. 31)
(31) 優先権主張番号 特願2002-56476 (P2002-56476)
(32) 優先日 平成14年 3 月 1 日 (2002. 3. 1)
(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000006264
三菱マテリアル株式会社
東京都千代田区大手町 1 丁目 5 番 1 号
(72) 発明者 細野 克明
新潟県新潟市小金町 3 丁目 1 番 1 号 三菱
マテリアル株式会社新潟製作所内
(74) 代理人 100064908
弁理士 志賀 正武 (外 6 名)
F ターム (参考) 3H041 AA02 BB04 CC11 CC13 CC20
DD05 DD06 DD36 DD38
3H044 AA02 BB03 CC11 CC12 CC19
DD05 DD26 DD28

(54) 【発明の名称】 オイルポンプロータ

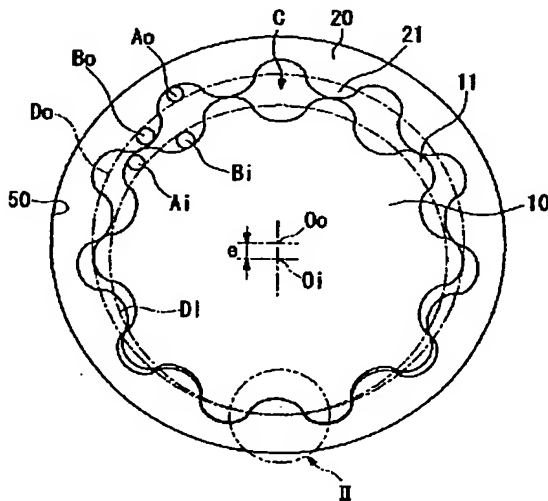
(57) 【要約】

【課題】 インナーロータの歯形形状とアウターロータの歯形形状および両ロータ間の間隙を適切に設定し、両ロータの歯面間の摺動抵抗やがたつきを低減することでオイルポンプの静粛性の向上を図る。

【解決手段】 基礎円 D_i 上を転がる第 1 外転円 A_i および第 1 内転円 B_i によって創成されるサイクロイド曲線をそれぞれ歯先、歯溝として歯数 n 枚のインナーロータ 10 を形成し、基礎円 D_o 上を転がる第 2 外転円 A_o および第 2 内転円 B_o によって創成されるサイクロイド曲線をそれぞれ歯溝、歯先として歯数 $(n+1)$ 枚のアウターロータ 20 を形成するものとし、 D_i 、 A_i 、 B_i 、 D_o 、 A_o 、 B_o の直径を ϕD_i 、 ϕA_i 、 ϕB_i 、 ϕD_o 、 ϕA_o 、 ϕB_o 、クリアランスを t とするとき、

$$\phi B_o = \phi B_i, \phi D_o = (n+1) \cdot \phi D_i / n + (n+1) \cdot t / (n+2), \phi A_o = \phi A_i + t / (n+2)$$

を満たして各ロータを構成する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 n 枚の外歯が形成されたインナーロータと、該外歯と噛み合う $(n+1)$ 枚の内歯が形成されたアウターロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備え、両ロータが噛み合って回転するときに両ロータの歯面間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入、吐出することによって流体を搬送するオイルポンプに用いられるオイルポンプロータにおいて、

インナーロータの歯形が、基礎円 D_i に外接してすべりなく転がる第1外転円 A_i によって創成される外転サイクロイド曲線を歯先の歯形とし、基礎円 D_i に内接してすべりなく転がる第1内転円 B_i によって創成される内転サイクロイド曲線を歯溝の歯形として形成され、アウターロータの歯形が、基礎円 D_o に外接してすべりなく転がる第2外転円 A_o によって創成される外転サイクロイド曲線を歯溝の歯形とし、基礎円 D_o に内接してすべりなく転がる第2内転円 B_o によって創成される内転サイクロイド曲線を歯先の歯形として形成されており、インナーロータの基礎円 D_i の直径を ϕD_i 、第1外転円 A_i の直径を ϕA_i 、第1内転円 B_i の直径を ϕB_i 、アウターロータの基礎円 D_o の直径を ϕD_o 、第2外転円 A_o の直径を ϕA_o 、第2内転円 B_o の直径を ϕB_o 、インナーロータの歯先とアウターロータの歯先との間隙の大きさを t ($\neq 0$) とするとき、

$$\phi B_o = \phi B_i$$

かつ

$$\phi D_o = \phi D_i \cdot (n+1) / n + t \cdot (n+1) / (n+2)$$

$$\phi A_o = \phi A_i + t / (n+2)$$

を満たしてインナーロータとアウターロータとが構成されていることを特徴とするオイルポンプロータ。

【請求項2】 請求項1記載のオイルポンプロータにおいて、

$$0.03\text{mm} \leq t \leq 0.25\text{mm} \quad (\text{mm: ミリメートル})$$

の範囲に設定されたうえでインナーロータとアウターロータとが構成されていることを特徴とするオイルポンプロータ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、インナーロータとアウターロータとの間に形成されるセルの容積変化によって流体を吸入、吐出するオイルポンプのロータに関する。

【0002】

【従来の技術】 従来のオイルポンプは、 n (n は自然数) 枚の外歯が形成されたインナーロータと、この外歯に噛み合う $(n+1)$ 枚の内歯が形成されたアウターロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出

される吐出ポートが形成されたケーシングとを備えており、インナーロータを回転させることによって外歯が内歯に噛み合ってアウターロータを回転させ、両ロータ間に形成される複数のセルの容積変化によって流体を吸入、吐出するようになっている。

【0003】 セルは、その回転方向前側および後側で、インナーロータの外歯とアウターロータの内歯とがそれぞれ接触することによって、個別に仕切られ、かつ両側面をケーシングによって仕切られており、これによって独立した流体搬送室を構成している。そして、各セルは外歯と内歯との噛み合いの過程の途中において容積が最小となった後、吸入ポートに沿って移動するときに容積を拡大させて流体を吸入し、容積が最大となった後、吐出ポートに沿って移動するときに容積を減少させて流体を吐出する。

【0004】 上記のような構成を有するオイルポンプは、小型で構造が簡単であるため自動車の潤滑油用ポンプや自動変速機用オイルポンプ等として広範囲に利用されている。自動車に搭載される場合のオイルポンプの駆動手段としては、エンジンのクランク軸にインナーロータが直結されてエンジンの回転によって駆動されるクランク軸直結駆動がある。

【0005】 上記のようなオイルポンプについては、ポンプが発する雑音の低減とそれに伴う機械効率の向上を目的として、インナーロータとアウターロータとを組み合わせた状態で噛み合い位置から 180° 回転した位置におけるインナーロータの歯先とアウターロータの歯先との間に適切な大きさのチップクリアランスが設定されている。

【0006】 チップクリアランスを確保する手段としては、アウターロータの歯形について均等追い込みを行うことで両ロータの歯面間にそれぞれクリアランスを設け、噛み合い状態において両ロータの歯先間にチップクリアランスを確保するもの、サイクロイド曲線の平坦化によるもの等が挙げられる。

【0007】 ところで、インナーロータとアウターロータの歯形を決定するために必要な条件とは、まず、インナーロータ r_i について、第1外転円 a_i (直径 ϕa_i) および第1内転円 b_i (直径 ϕb_i) の転がり距離が1周で閉じなければならない、つまり第1外転円 a_i および第1内転円 b_i の転がり距離の和の整数倍 (歯数倍) がインナーロータ r_i の基礎円 d_i (直径 ϕd_i) の円周に等しくなければならないことから、 $\phi d_i = n \cdot (\phi a_i + \phi b_i)$

【0008】 同様に、アウターロータ r_o について、第2外転円 a_o (直径 ϕa_o) および第2内転円 b_o (直径 ϕb_o) の転がり距離の和の整数倍 (歯数倍) がアウターロータ r_o の基礎円 d_o (直径 ϕd_o) の円周に等しくなければならないことから、 $\phi d_o = (n+1) \cdot (\phi a_o + \phi b_o)$

【0009】つぎに、インナーロータ r_i とアウターロータ r_o とが噛み合うことから、両ロータの偏心量を e として、

$$\phi a_i + \phi b_i = \phi a_o + \phi b_o = 2e$$

【0010】上記の各式から

$$(n+1) \cdot \phi d_i = n \cdot \phi d_o$$

となり、インナーロータ r_i およびアウターロータ r_o の歯形はこれらの条件を満たして構成される。

【0011】ここで、クリアランス $=s$ を、噛み合い位置における歯溝と歯先とのクリアランスと、噛み合い位置から 180° 回転した位置における歯先同士のクリアランス(チップクリアランス)とに振り分けるために、 $\phi a_o = \phi a_i + s/2$ 、 $\phi b_o = \phi b_i - s/2$ を満たすように各外転円および内転円が構成される。つまり、アウター側の外転円を大きくすることにより、図5に示すように噛み合い位置においてアウターロータ r_o の歯溝とインナーロータ r_i の歯先との間にクリアランス $s/2$ が創成され、内転円はインナー側を小さくすることにより、図6に示すように噛み合い位置においてアウターロータ r_o の歯先とインナーロータ r_i の歯溝との間にクリアランス $s/2$ が創成される(たとえば特許文献1参照)。

【0012】以上の関係を満たして構成されたオイルポンプロータを図4から図6に示す。このオイルポンプロータは、インナーロータ r_i の基礎円 d_i が $\phi d_i = 52.00\text{mm}$ 、第1外転円 a_i が $\phi a_i = 2.50\text{mm}$ 、第1内転円 b_i が $\phi b_i = 2.70\text{mm}$ 、歯数 $n = 10$ 、アウターロータ r_o の外径が $\phi 70\text{mm}$ 、基礎円 d_o が $\phi d_o = 57.20\text{mm}$ 、第2外転円 a_o が $\phi a_o = 2.56\text{mm}$ 、第2内転円 b_o が $\phi b_o = 2.64\text{mm}$ 、歯数 $n+1 = 11$ 、偏心量 $e = 2.6\text{mm}$ となっている。

【0013】このインナーロータの外歯とアウターロータの内歯との間には、図5および図6に示すように、歯先および歯溝の中心における径方向のクリアランス s_1 だけでなく、各基礎円と歯面との交差部分近傍における周方向のクリアランス s_2 も形成されている。

【0014】

【特許文献1】特開平11-264381号公報

【0015】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、このようにアウターロータの第2外転円 a_o および第2内転円 b_o の直径を調節することによりクリアランス s を形成する場合、径方向のクリアランス $s_1 = s/2$ を確保すると、図5および図6に示すように周方向のクリアランス s_2 が大きくなってしまい、インナーロータに対するアウターロータのたつきや歯面間の滑りが大きくなるため、トルク伝達の損失の増大や発熱、両ロータ間の衝撃による騒音の発生が問題となっていた。

【0016】本発明は、このような問題点に鑑みてなさ

れたもので、両ロータが噛み合う過程でのインナーロータの歯形とアウターロータの歯形とを適切な形状に設定するとともに両ロータ間の間隙を適切に設定し、両ロータの歯面間の摺動抵抗やたつきを低減することでオイルポンプの静粛性の向上を図ることを目的とする。

【0017】

【課題を解決するための手段】上記課題を解決するために、請求項1の発明に係るオイルポンプロータは、 n 枚の外歯が形成されたインナーロータと、該外歯と噛み合う $(n+1)$ 枚の内歯が形成されたアウターロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備え、両ロータが噛み合って回転するときに両ロータの歯面間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入、吐出することによって流体を搬送するオイルポンプに用いられるオイルポンプロータにおいて、インナーロータの歯形が、基礎円 D_i に外接してすべりなく転がる第1外転円 A_i によって創成される外転サイクロイド曲線を歯先の歯形とし、基礎円 D_i に内接してすべりなく転がる第1内転円 B_i によって創成される内転サイクロイド曲線を歯溝の歯形として形成され、アウターロータの歯形が、基礎円 D_o に外接してすべりなく転がる第2外転円 A_o によって創成される外転サイクロイド曲線を歯溝の歯形とし、基礎円 D_o に内接してすべりなく転がる第2内転円 B_o によって創成される内転サイクロイド曲線を歯先の歯形として形成されており、インナーロータの基礎円 D_i の直径を ϕD_i 、第1外転円 A_i の直径を ϕA_i 、第1内転円 B_i の直径を ϕB_i 、アウターロータの基礎円 D_o の直径を ϕD_o 、第2外転円 A_o の直径を ϕA_o 、第2内転円 B_o の直径を ϕB_o 、インナーロータの歯先とアウターロータの歯先との間隙の大きさを t ($\neq 0$) とするとき、

$$\phi B_o = \phi B_i$$

かつ

$$\phi D_o = \phi D_i \cdot (n+1) / n + t \cdot (n+1) / (n+2)$$

$$\phi A_o = \phi A_i + t / (n+2)$$

を満たしてインナーロータとアウターロータとが構成されていることを特徴としている。

【0018】すなわち、インナーロータおよびアウターロータの歯形を決定するにはまず、インナーロータおよびアウターロータの外転円および内転円の転がり距離が1周で閉じなければならないから、

$$\phi D_i = n \cdot (\phi A_i + \phi B_i)$$

$$\phi D_o = (n+1) \cdot (\phi A_o + \phi B_o)$$

の各式を満たす必要がある。さらに本発明では、インナーロータの歯溝とアウターロータの歯先との周方向のクリアランスを小さくするために、インナーロータおよびアウターロータの内転円の直径を同じくしている。

$$\phi B_o = \phi B_i$$

【0019】この条件によりアウターロータの内転円は、従来のもの（ $\phi B_i - t/2$ ）よりも大きくなるので、適正なクリアランス t を確保するためには、アウターロータの基礎円は従来のもの（ $\phi D_i \cdot (n+1)/n$ ）よりも大きくなる。

$$\phi D_o = \phi D_i \cdot (n+1) / n + (n+1) \cdot t / (n+2)$$

基礎円の変更に伴い、外転円および内転円の転がり距離を閉じるために、アウターロータの外転円を調整すると、

$$\phi A_o = \phi A_i + t / (n+2)$$

【0020】この発明によれば、インナーロータの外歯とアウターロータの内歯との径方向のクリアランスは確保され、各ロータの歯面間の周方向のクリアランスは従来よりも小さくなるので、両ロータのがたつきが小さく、静粛性の高いオイルポンプの実現が可能となる。

【0021】請求項2の発明に係るオイルポンプロータは、請求項1のオイルポンプロータにおいて、 $0.03\text{mm} \leq t \leq 0.25\text{mm}$ （mm：ミリメートル）

の範囲に設定されたうえでインナーロータとアウターロータとが構成されていることを特徴としている。

【0022】この発明によれば、 $0.03\text{mm} \leq t$ とすることにより圧力脈動やキャビテーション騒音、歯面の摩耗を防止するとともに、 $t \leq 0.25\text{mm}$ とすることにより容積効率の低下を防止することができる。

【0023】

【発明の実施の形態】以下、本発明の第1の実施形態について、図1から図3を参照して説明する。図1に示すオイルポンプは、 n （ n は自然数、本実施形態においては $n=10$ ）枚の外歯が形成されたインナーロータ10と、各外歯と噛み合う $(n+1)$ （本実施形態においては $n+1=11$ ）枚の内歯が形成されたアウターロータ20とを備え、これらインナーロータ10とアウターロータ20とがケーシング50の内部に収納されている。

【0024】インナーロータ10、アウターロータ20の歯面間には、両ロータ10、20の回転方向に沿ってセルCが複数形成されている。各セルCは、両ロータ10、20の回転方向前側と後側で、インナーロータ10

$$\pi \cdot \phi D_i = n \cdot \pi \cdot (\phi A_i + \phi B_i)$$

$$\text{すなわち、} \phi D_i = n \cdot (\phi A_i + \phi B_i) \quad \dots (Ia)$$

同様に、アウターロータ20について、第2外転円 A_o および第2内転円 B_o の各転がり距離の整数倍（歯数

$$\pi \cdot \phi D_o = (n+1) \cdot \pi \cdot (\phi A_o + \phi B_o)$$

$$\text{すなわち、} \phi D_o = (n+1) \cdot (\phi A_o + \phi B_o) \quad \dots (Ib)$$

【0029】つぎにアウターロータ20について、従来技術として説明したアウターロータ r_o （第2外転円 a_o （直径 ϕa_o ）、第2内転円 b_o （直径 ϕb_o ）、基礎円 d_o （直径 ϕd_o ））を基にして、本実施形態の

$$\phi d_o = \phi D_i \cdot (n+1) / n$$

の外歯11とアウターロータ20の内歯21とがそれぞれ接触することによって個別に仕切られ、かつ両側面をケーシング50によって仕切られており、これによって独立した流体搬送室を形成している。そして、セルCは両ロータ10、20の回転に伴って回転移動し、1回転を1周期として容積の増大、減少を繰り返すようになっている。

【0025】インナーロータ10は、回転軸に取り付けられて軸心 O_i を中心として回転可能に支持されており、インナーロータ10の基礎円 D_i に外接してすべりなく転がる第1外転円 A_i によって創成される外転サイクロイド曲線を歯先の歯形とし、基礎円 D_i に内接してすべりなく転がる第1内転円 B_i によって創成される内転サイクロイド曲線を歯溝の歯形として形成されている。

【0026】アウターロータ20は、軸心 O_o をインナーロータ10の軸心 O_i に対して偏心（偏心量： e ）させて配置され、軸心 O_o を中心としてケーシング50の内部に回転可能に支持されており、アウターロータ20の基礎円 D_o に外接してすべりなく転がる第2外転円 A_o によって創成される外転サイクロイド曲線を歯溝の歯形とし、基礎円 D_o に内接してすべりなく転がる第2内転円 B_o によって創成される内転サイクロイド曲線を歯先の歯形として形成されている。

【0027】インナーロータ10の基礎円 D_i の直径を ϕD_i 、第1外転円 A_i の直径を ϕA_i 、第1内転円 B_i の直径を ϕB_i 、アウターロータ20の基礎円 D_o の直径を ϕD_o 、第2外転円 A_o の直径を ϕA_o 、第2内転円 B_o の直径を ϕB_o とすると、インナーロータ10とアウターロータ20の間には以下の関係式が成り立つ。なお、ここでは寸法単位をmm（ミリメートル）とする。

【0028】まず、インナーロータ10について、第1外転円 A_i および第1内転円 B_i の転がり距離が1周で閉じなければならない。つまり、第1外転円 A_i および第1内転円 B_i の各転がり距離の整数倍（歯数倍）の和が基礎円 D_i の円周に等しくなければならないことから、

倍）の和が基礎円 D_o の円周に等しくなければならないことから、

アウターロータ20の歯形を決定する条件について説明する。なお、アウターロータ r_o は本実施形態のインナーロータ10に対して偏心させて（偏心量 e ）で配置され、クリアランス t を有して噛み合い、上述したように

$$\dots (II)$$

かつ

$$\phi d o = (n+1) \cdot (\phi a o + \phi b o) \quad \cdots (I I I)$$

$$\phi a o = \phi A i + t / 2 \quad \cdots (I I I a)$$

$$\phi b o = \phi B i - t / 2 \quad \cdots (I I I b)$$

を満たすものとする。なお、アウターロータ 20 に噛み合うインナーロータ 10 については、一般的な関係式

$$\phi a i + \phi b i = \phi A i + \phi B i = 2 e \quad \cdots (1)$$

$$\phi D i = \phi d o - 2 e \quad \cdots (2)$$

を満たしている。

$$\phi a i = \phi A i \quad \cdots (3)$$

【0030】本実施形態では、噛み合い位置におけるアウターロータ 20 の歯先とインナーロータ 10 の歯溝との間の周方向のクリアランス t_2 を小さくするとともに、径方向のクリアランス t_1 を確保するために、

$$\phi B o = \phi b i = \phi B i \quad \cdots (I V)$$

また、この式 (V I) および式 (1) から、

$$t = (\phi D o - \phi d o) + (\phi A o - \phi a i) \quad \cdots (V)$$

となる。上記の式 (I b), (I I I), (I V), (V) から、

$$t = (\phi A o - \phi a i) \cdot (n+2) \quad \cdots (V I)$$

であるから、

$$\phi A o = \phi a i + t / (n+2)$$

となる。

このようにアウターロータ 20 の内転円を設定すると、 $t = (\phi D o - \phi B o + \phi A o) - (\phi D i + \phi A i + \phi a i)$

であるクリアランス t は、式 (1) ~ (3) および式 (I V) から、

【0031】ここで、まず基礎円 $D o$ の直径 $\phi D o$ を求める。(I b), (I I I) から

$$\phi D o - \phi d o = (n+1) \cdot (\phi A o + \phi B o) - (n+1) \cdot (\phi a o + \phi b o)$$

20 であって、さらに (I I I a), (I I I b), (I V) により

$$\phi D o - \phi d o = (n+1) \cdot (\phi A o - \phi a i) \quad \cdots (V I I)$$

(V I) から (V I I) は

$$\phi D o - \phi d o = (n+1) \cdot t / (n+2)$$

となるので、さらに (I I) から、 $\phi D o$ は

$$\phi D o = (n+1) \cdot \phi D i / n + (n+1) \cdot t / (n+2) \quad \cdots (A)$$

【0032】つぎに、(I b) から

$$\phi A o = \phi D o / (n+1) - \phi B o$$

であるから、(A) により

$$\phi A o = \phi D i / n + t / (n+2) - \phi B o$$

さらに (I a), (I V) から

$$\phi A o = \phi A i + t / (n+2) \quad \cdots (B)$$

【0033】上記の各式をまとめると、アウターロータ 20 は、

$$\phi B o = \phi b i = \phi B i \quad \cdots (I V)$$

$$\phi D o = (n+1) \cdot \phi D i / n + (n+1) \cdot t / (n+2) \quad \cdots (A)$$

$$\phi A o = \phi A i + t / (n+2) \quad \cdots (B)$$

を満たして構成される。

【0034】図 1 に、以上の関係を満たして構成されたインナーロータ 10 (基礎円 $D i$ が $\phi D i = 52.00$ mm、第 1 外転円 $A i$ が $\phi A i = 2.50$ mm、第 1 内転円 $B i$ が $\phi B i = 2.70$ mm、歯数 $n = 10$) およびアウターロータ 20 (外径が $\phi 70$ mm、基礎円 $D o$ が $\phi D o = 57.31$ mm、第 2 外転円 $A o$ が $\phi A o = 2.51$ mm、第 2 内転円 $B o$ が $\phi B o = 2.70$ mm) がクリアランス $t = 0.12$ mm、偏心量 $e = 2.6$ mm で組み合わせられたオイルポンプロータを示す。

【0035】ケーシング 50 には、両ロータ 10, 20 の歯面間に形成されるセル C のうち、容積が増大過程にあるセル C に沿って円弧状の吸入ポート (図示せず) が形成されているとともに、容積が減少過程にあるセル C に沿って円弧状の吐出ポート (図示せず) が形成されている。

【0036】セル C は、外歯 11 と内歯 21 との噛み合いの過程の途中において容積が最小となった後、吸入ポ

ートに沿って移動するとき容積を拡大させて流体を吸入し、容積が最大となった後、吐出ポートに沿って移動するとき容積を減少させて流体を吐出するようになっている。

【0037】なお、クリアランス t が小さすぎると、容積が減少過程にあるセル C から絞り出される流体に圧力脈動が生じてキャビテーション雑音が発生しポンプの運転音が大きくなるとともに、圧力脈動によって両ロータの回転が円滑に行われなくなる。一方クリアランス t が大きすぎると、流体の圧力脈動が生じなくなり運転音が低減するとともに、バックラッシュが大きくなるので歯面間の摺動抵抗が減少し機械効率が向上するが、その反面、個々のセル C における液密性が損なわれ、ポンプ性能、特に容積効率を悪化させてしまう。しかも、正確な噛み合い位置での駆動トルクの伝達が行われなくなり、回転の損失が大きくなるためにやはり機械効率が低下してしまう。そこでクリアランス t は、 $0.03 \text{ mm} \leq t \leq 0.25 \text{ mm}$ を満たす範囲とすることが好ましく、本

実施形態では最も好適な0.12mmとしている。

【0038】ところで、上記のように構成されたオイルポンプロータにおいては、上記式(IV)、(A)、

(B)の関係を満たすことにより、図2に示すように、アウターロータ20の歯先の歯形がインナーロータ10の歯溝の歯形とほぼ等しくなっている。これにより図2に示すように、噛み合い位置における径方向のクリアランス t_1 は従来と同じ $t/2=0.06\text{mm}$ が確保されたまま、周方向のクリアランス t_2 が小さくなるので、回転時に両ロータ10、20が互いに受ける衝撃が小さくなっている。また、噛み合い時の圧力方向が歯面に対して直角となるので、両ロータ10、20間のトルク伝達がすべりなく高効率で行われ、摺動抵抗による発熱や騒音が低減されている。

【0039】図3に、従来技術によるオイルポンプロータを用いた場合に発生する騒音と、本実施形態によるオイルポンプロータを用いた場合に発生する騒音とを比較するグラフを示す。このグラフから、本実施形態によるオイルポンプロータは、従来よりも騒音が小さく、静粛性が高いことがわかる。

【0040】

【発明の効果】以上説明したように、請求項1に係るオイルポンプロータによれば、アウターロータの内転円をインナーロータの内転円と同径とすることにより、径方向のクリアランスを確保しつつ周方向のクリアランスを従来よりも小さくすることができるので、両ロータのたつきが小さく、静粛性の高いオイルポンプの実現が可能となる。

【0041】請求項2の発明に係るオイルポンプロータによれば、 $0.03\text{mm} \leq t$ とすることにより圧力脈動やキャビテーション騒音、歯面の摩耗を防止するとともに、 $t \leq 0.25\text{mm}$ とすることにより容積効率の低下を防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明に係るオイルポンプロータの第1の実施形態を示す図であって、インナーロータとアウターロータとが、

$$\phi B_o = \phi B_i$$

かつ

$$\phi D_o = \phi D_i \cdot (n+1) / n + t \cdot (n+1) /$$

40

($n+2$)

$$\phi A_o = \phi A_i + t / (n+2)$$

の関係を満たし、さらに t の値が

$$t = 0.12\text{mm}$$

に設定されて構成されたオイルポンプを示す平面図である。

【図2】 図1に示すオイルポンプの噛み合い部分を示すII部拡大図である。

【図3】 図1に示すオイルポンプによる騒音と従来のオイルポンプによる騒音との比較を示すグラフである。

【図4】 従来のオイルポンプロータを示す図であって、インナーロータとアウターロータとが、

$$\phi d_i = n \cdot (\phi a_i + \phi b_i), \phi d_o = (n+1) \cdot (\phi a_o + \phi b_o)$$

$$(n+1) \cdot \phi d_i = n \cdot \phi d_o$$

$$\phi a_o = \phi a_i + s / 2, \phi b_o = \phi b_i - s / 2$$

の関係を満たし、さらに s の値が

$$s = 0.12\text{mm}$$

に設定されて構成されたオイルポンプを示す平面図である。

【図5】 図4に示すオイルポンプの噛み合い部分を示すV部拡大図である。

【図6】 図4に示すオイルポンプの噛み合い部分を示し、アウターロータの歯先とインナーロータの歯溝とが噛み合う状態を示す拡大図である。

【符号の説明】

10 インナーロータ

11 外歯

20 アウターロータ

21 内歯

30 ケーシング

Ai インナーロータの外転円(第1外転円)

Ao アウターロータの外転円(第2外転円)

Bi インナーロータの内転円(第1内転円)

Bo アウターロータの内転円(第2内転円)

C セル

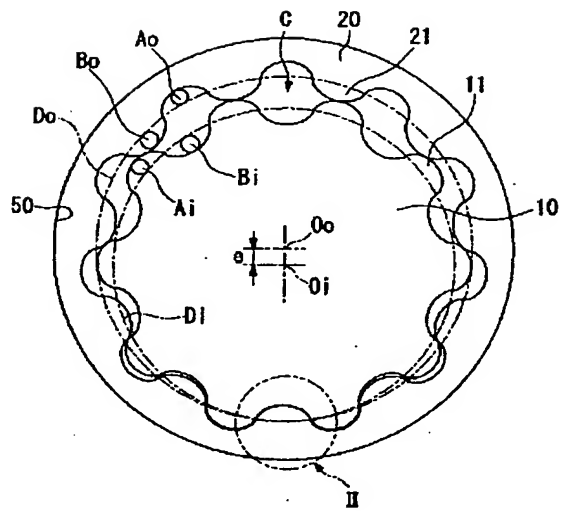
Di インナーロータの基礎円

Do アウターロータの基礎円

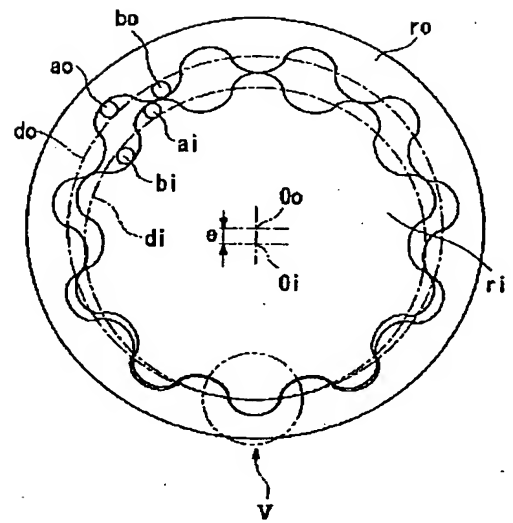
Oi インナーロータの軸心

Oo アウターロータの軸心

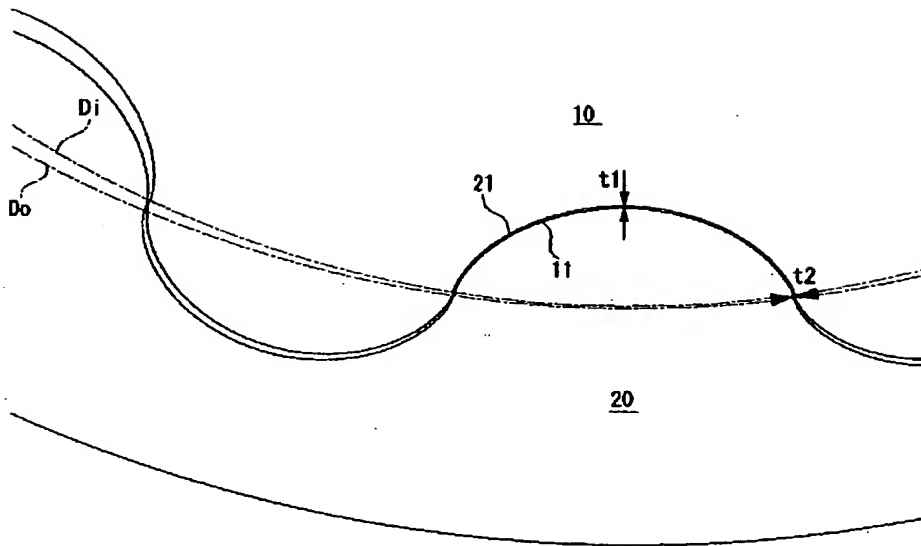
【図 1】



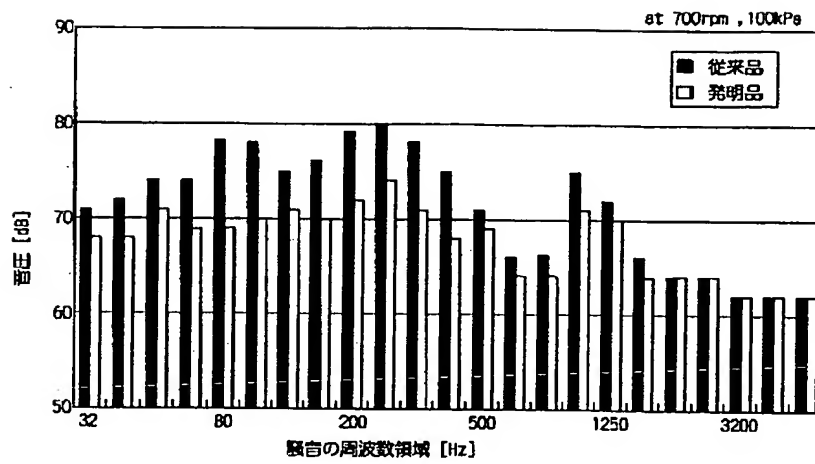
【図 4】



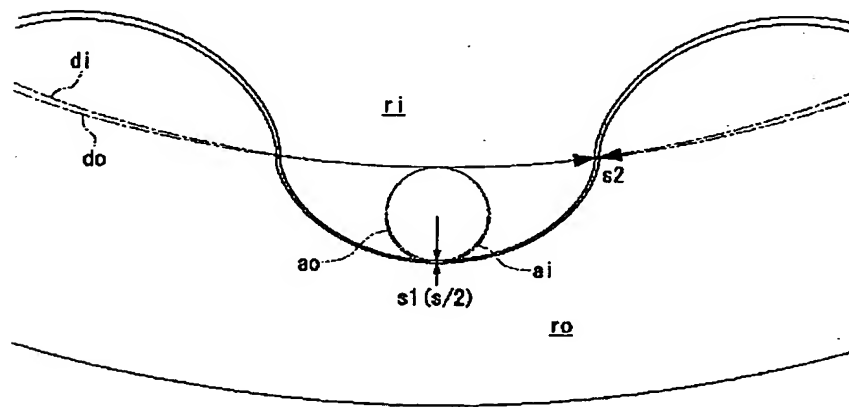
【図 2】



【図 3】



【図 5】



【図 6】

